

(12) NACH DEM VERTRAG ÜBER DIE INTERNATIONALE ZUSAMMENARBEIT AUF DEM GEBIET DES PATENTWESENS (PCT) VERÖFFENTLICHTE INTERNATIONALE ANMELDUNG

(19) Weltorganisation für geistiges Eigentum
Internationales Büro(43) Internationales Veröffentlichungsdatum
5. August 2004 (05.08.2004)

PCT

(10) Internationale Veröffentlichungsnummer
WO 2004/065764 A2(51) Internationale Patentklassifikation⁷: **F01L 1/12**[DE/AT]; Amerdonastrasse 12, A-6820 Frastanz (AT).
KELLER, Kai-Uwe [DE/CH]; Arinweg 11, CH-9470
Buchs (CH).

(21) Internationales Aktenzeichen: PCT/EP2004/000035

(74) Gemeinsamer Vertreter: **THYSSENKRUPP AUTOMOTIVE AG**; Alleestrasse 165, 44793 Bochum (DE).(22) Internationales Anmeldedatum:
7. Januar 2004 (07.01.2004)(81) Bestimmungsstaaten (soweit nicht anders angegeben, für
jede verfügbare nationale Schutzrechtsart): AE, AG, AL,
AM, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BR, BW, BY, BZ, CA, CH,
CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DZ, EC, EE, EG, ES,
FI, GB, GD, GE, GH, GM, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE,
KG, KP, KR, KZ, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LV, MA, MD,
MG, MK, MN, MW, MX, MZ, NA, NI, NO, NZ, OM, PG,
PH, PL, PT, RO, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SY, TJ, TM,
TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, YU, ZA, ZM,
ZW.

(25) Einreichungssprache: Deutsch

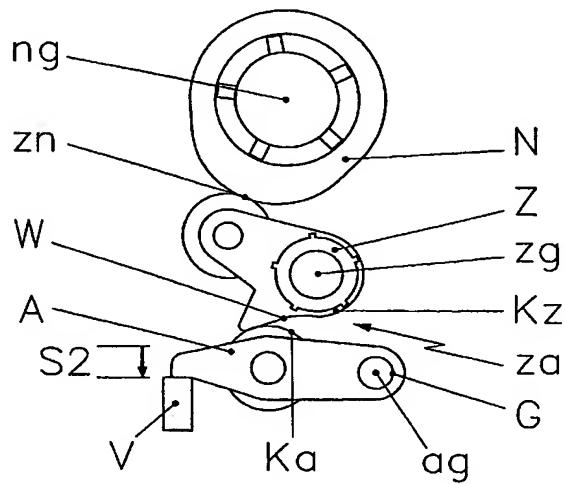
(26) Veröffentlichungssprache: Deutsch

(30) Angaben zur Priorität:
103 02 260.0 22. Januar 2003 (22.01.2003) DE(84) Bestimmungsstaaten (soweit nicht anders angegeben, für
jede verfügbare regionale Schutzrechtsart): ARIPO (BW,
GH, GM, KE, LS, MW, MZ, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM,

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

(54) Title: DEVICE FOR ACTUATING THE GAS EXCHANGE VALVES IN RECIPROCATING ENGINES

(54) Bezeichnung: VORRICHTUNG ZUR BETÄTIGUNG DER LADUNGSWECHSELVENTILE IN HUBKOLBENMOTOREN



WO 2004/065764 A2

(57) Abstract: Disclosed is a device for actuating the gas exchange valves in reciprocating engines, comprising a housing, a cam which is rotatably mounted in a rotating joint located inside the housing and the rotary movement of which is derived from a crank-shaft, an intermediate member that is actuated by said cam via a first cam joint, and an output member which transfers said movement to the valve and is effectively connected in a direct manner or via additional transferring members to the intermediate member. Another cam joint which is formed by a curve on one of the two driving members forming the cam joint per se, is provided within the effective connection between the first cam joint and the output member. The shape of said curve encompasses at least one point of inflection in the contact area in which the valve has a valve lift that is greater than zero.

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]



ZW), eurasisches (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), europäisches (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE, IT, LU, MC, NL, PT, RO, SE, SI, SK, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

Zur Erklärung der Zweibuchstaben-Codes und der anderen Abkürzungen wird auf die Erklärungen ("Guidance Notes on Codes and Abbreviations") am Anfang jeder regulären Ausgabe der PCT-Gazette verwiesen.

Veröffentlicht:

- *ohne internationalen Recherchenbericht und erneut zu veröffentlichen nach Erhalt des Berichts*

(57) Zusammenfassung: Vorrichtung zur Betätigung der Ladungswechselventile in Hubkolbenmotoren, bestehend aus einem Gehäuse, einem in einem Drehgelenk in dem Gehäuse umlauffähig gelagerten Nocken, dessen Drehbewegung von einer Kurbelwelle abgeleitet ist, einem von diesem Nocken über ein erstes Kurvengelenk betätigten Zwischenglied und einem Abtriebsglied, welches die Bewegung auf das Ventil überträgt und mit dem Zwischenglied direkt oder über weitere Übertragungsglieder wirkverbunden ist und innerhalb der Wirkverbindung vom ersten Kurvengelenk zum Abtriebsglied mindestens ein weiteres Kurvengelenk vorgesehen ist, das an einem der beiden das Kurvengelenk an sich bildenden Getriebeglieder durch eine Kurve gebildet ist, deren Form in dem Kontaktbereich, in welchem das Ventil einen Ventilhub aufweist, der grösser als Null ist, mindestens einen Wendepunkt aufweist.

Vorrichtung zur Betätigung der Ladungswechselventile in Hubkolbenmotoren**Beschreibung**

Die Erfindung betrifft eine Vorrichtung zur Betätigung der Ladungswechselventile in Hubkolbenmotoren, bestehend aus einem Gehäuse, einem in einem Drehgelenk in dem Gehäuse umlauffähig gelagerten Nocken, dessen Drehbewegung von einer Kurbelwelle abgeleitet ist, einem von diesem Nocken über ein erstes Kurvengelenk betätigten Zwischenglied und einem Abtriebsglied, welches die Bewegung auf das Ventil überträgt und mit dem Zwischenglied direkt oder über weitere Übertragungsglieder wirkverbunden ist und innerhalb der Wirkverbindung vom ersten Kurvengelenk zum Abtriebsglied mindestens ein weiteres Kurvengelenk vorgesehen ist.

In der DE-A 101 00 173 wird ein vollvariabler mechanischer Ventiltrieb für eine Kolbenbrennkraftmaschine beschrieben, mit einem Antriebsmittel zur Erzeugung einer gegen die Kraft einer Schließfeder am Ladungswechselventil wirkenden Hubbewegung und mit einem zwischen dem Antriebsmittel, beispielsweise einem Nocken, und dem Ladungswechselventil angeordneten Zwischenglied, das auf das Ladungswechselventil in Richtung seiner Bewegungsachse einwirkt und dessen Hubweg in Richtung der Bewegungsachse über ein verstellbares Führungselement veränderbar ist.

In der DE-A 100 06 018 wird ein variabler Ventiltrieb zur Laststeuerung einer fremdgezündeten Brennkraftmaschine beschrieben. Der Ventiltrieb wird gebildet aus einem Nocken einer Nockenwelle und zumindest einem

Einlassventil mit einem unmittelbaren Ventilbetätigungsglied, dem Abtriebsglied, einem Übertragungsglied und einem Verstellmittel zur Beeinflussung der Hubfunktion des Übertragungsgliedes. Das Übertragungsglied ist trieblich zwischen dem Nocken und dem Abtriebsglied eingebaut und hat eine erste, von dem Nocken beaufschlagte sowie eine zweite, auf das Abtriebsglied einwirkende Angriffsfläche.

Im Stand der Technik gibt es eine Vielzahl von mechanisch variablen Ventilgetrieben zur Steuerung bzw. Laststeuerung von Hubkolbenmotoren. Die vorab zitierten Druckschriften sind daher lediglich als beispielhaft anzusehen. Den genannten Systemen ist gemeinsam, dass durch die Drehbewegung des Nockens einer Nockenwelle über die weiteren Getriebeglieder des Ventilgetriebes eine Hubbewegung auf das Ladungswechselventil übertragen wird. Die resultierende Erhebungskurve dieser Ladungswechselventile ist durch Verlagerung von mindestens einem der im Kraftfluss befindlichen Getriebeglieder während des Betriebes veränderbar. Dabei werden sowohl der Ventilhub als auch der Ventilöffnungswinkel verändert. Damit die Verlagerung realisiert werden kann, wird bei den genannten Ventilgetrieben mindestens ein Getriebeglied zwischen dem antreibenden Nocken und dem das Ladungswechselsteuerventil betätigenden Abtriebsglied, eingefügt. Dadurch entsteht mindestens ein zusätzlicher Freiheitsgrad in der Bewegung, sodass die jeweils gewünschte Verlagerung möglich wird.

Dabei gibt es variable Ventilgetriebe, die aus 4, 5, 6 oder mehr Getriebegliedern bestehen. Am kostengünstigsten und einfachsten sind die 4-gliedrigen variablen Ventilgetriebe. Mit steigender Anzahl von Getriebegliedern steigt die Komplexität der Systeme. Die Anwendung der erfindungsgemäßen Lehre erfolgt daher bevorzugt auf 4- oder 5-gliedrige Systeme, wenngleich die Lehre auch für 6- und mehrgliedrige Systeme anwendbar ist.

Die Kraft- und Momentenübertragung zwischen den Gliedern des Ventiltriebes erfolgt über Kurven-, Schub- und Drehgelenke. Die bewegten Getriebeglieder sind direkt oder indirekt im Gehäuse abgestützt. Die Verstellung der Hubbewegung des Ventils erfolgt beispielsweise durch die Verlagerung von Gelenken oder Kulissenbahnen im Gehäuse, an denen sich im Kraftfluss befindliche Getriebeglieder abstützen.

Wichtige Kriterien derartiger Ventilgetriebe bestehen darin, dass mit der Veränderung des Ventilhubes auch der Öffnungswinkel, d.h. die Dauer der Ventilrast verändert wird und dass der Kontakt zwischen Nocken und Zwischenglied ständig erhalten bleibt.

Des weiteren sollen die Beschleunigungen des Ventils bei der Ventilöffnung möglichst groß sein. Als Einflussgrößen hierzu dienen die Lage und Konturen der im Eingriff stehenden Kurvengelenke sowie die Lage der verschiedenen Dreh- und Schubgelenke der einzelnen Getriebeglieder.

Bei derartigen Ventiltrieben sind die Kräfte stark drehzahlabhängig. Die Federkräfte der Ventilgetriebe werden so ausgelegt, dass die aus der Beschleunigung resultierenden Kräfte bei der größten Drehzahl, für die das System ausgelegt wird, nicht zum Kontaktverlust in den Kurvengelenken des Ventilgetriebes führen.

Im Rastbereich des Ventils sind die vom Ventil in das Ventilgetriebe eingeleiteten Kräfte null. Der Steuerbereich des Ventils kann in den Bereich, in dem die größte Ventilbeschleunigung erfolgt und in den Bereich, in dem der größte Ventilhub erfolgt, unterteilt werden. Der Bereich, in dem die größte Ventilbeschleunigung erfolgt, schließt sich unmittelbar an den Rastbereich an. In diesem Bereich treten bei hohen Motordrehzahlen in einem Kurvengelenk, an

dem ein hin und her gehendes Getriebeglied beteiligt ist, die größten Kräfte auf.

Derartige Systeme werden für den Übergang vom Rast- in den Steuerbereich derart ausgelegt, dass die auftretenden Zwangskräfte in diesem Bereich minimiert werden.

Im weiteren Verlauf der Ventilerhebung schließt sich der Bereich, in dem der größte Ventilhub erfolgt, an. Bei hohen Motordrehzahlen sinken hier die Kräfte. Beim Stand der Technik allerdings ändern sich durch den Ventilhub die Winkelverhältnisse im Getriebe derart, dass auch, wenn die Beträge der eingeleiteten Kräfte nicht mehr ansteigen, sich die daraus resultierenden Zwangskräfte noch erhöhen können.

Weiterhin ist häufig beim Stand der Technik ein erheblicher Nachteil, dass die Verstellkräfte bzw. Verstellmomente aufgrund der gewählten Kurvenformen sehr hoch sind, sodass unverhältnismäßig große Kräfte in die beteiligten Getriebeglieder eingebracht werden.

Als Folge der oben beschriebenen Nachteile im Stand der Technik kann es erforderlich werden, dass zur Erreichung der vorgegebenen Lebensdauer, zumindest einzelner Getriebeglieder, diese unerwünscht stark ausgelegt werden müssen.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, die im gattungsbildenden Teil des Patentanspruchs 1 oder Patentanspruchs 10 beschriebene Vorrichtung dahingehend weiterzubilden, dass die Kräfte bzw. Momente zwischen den Getriebegliedern, und wenn möglich die Kräfte bzw. Momente innerhalb der Verstelleinrichtung, minimiert werden. Das bedeutet, dass die Zwangskräfte im

System möglichst gering gehalten werden, was gleichzeitig vorteilhaft zu einer Reduzierung der Reibkräfte führt.

Diese Aufgabe wird mit einer Vorrichtung mit den Merkmalen des Patentanspruchs 1 oder des Patentanspruchs 10 gelöst.

Durch die Gestaltung der am Kurvengelenk beteiligten Konturen, kann die Kraftrichtung in gewissen Grenzen frei bestimmt werden. Durch die erfindungsgemäße Einfügung eines Wendepunktes in eine der beteiligten Konturen wird das Kurvengelenk so gestaltet, dass der Winkel der Kraftleitung während des gesamten Bewegungsablaufes möglichst konstant bleibt. Dadurch wird die Änderung des Betrages der eingeleiteten Kraft möglichst klein gehalten.

Untersuchungen haben gezeigt, dass das Einfügen eines Wendepunktes erst an einem Konturpunkt des Kurvengelenkes, der bei Ventilerhebungen in Kontakt steht, die größer als 0,5 mm sind, notwendig ist. Besonders bevorzugt ist der Bereich der Ventilerhebungen von 2 mm bis 7 mm.

Im bevorzugten Bereich sind, für den Fall der Ansteuerung des größtmöglichen Ventilerhebungsverlaufes, die Werte der Ventilbeschleunigung negativ, da ein Abbremsen der Ventilgeschwindigkeit erfolgt. Genau hier sind die größten resultierenden Zwangskräfte zu erwarten.

Am Beispiel der Gestaltung des Kurvengelenkes zwischen Zwischenglied und Abtriebsglied mit der erfindungsgemäßen Kontur am Zwischenglied wird im Folgenden die Wirkung der Erfindung beschrieben. Im Beispiel ist das Abtriebsglied durch einen Schlepp- oder Kipphebel gebildet.

Die in das Abtriebsglied eingeleitete Kraft bestimmt sich durch die Beschleunigungs-, Reib- und Federkräfte aus dem mit dem Abtriebsglied

wirkverbundenen Ventil. Diese werden durch die Bauart und durch die spezielle Konstruktion des Motors vorgegeben. Die Werte sind abhängig von der Motordrehzahl und weiteren Einflussfaktoren.

Entsprechend der Normalen im momentanen Berührpunkt des Kurvengelenks zwischen Abtriebsglied und Zwischenglied wird vom Abtriebsglied eine Kraft in das Zwischenglied eingeleitet. Bestimmend für die Größe der in das Zwischenglied eingeleiteten Kraft ist das Verhältnis der Abstände zwischen dem Drehpunkt des Abtriebsgliedes im Gehäuse und den Wirkungslinien der Kräfte einerseits zum Zwischenglied und andererseits zum Ventil. Die Wirkungslinie der Kraft ist jeweils die Gerade, welche durch die Kraftrichtung und die Lage der Kraft bestimmt wird. Die Richtungen der Kräfte bestimmen somit wesentlich die in das Zwischenglied eingeleitete Kraft. Ist die Richtung der in das Zwischenglied eingeleiteten Kraft senkrecht zur Verbindungsleitung zwischen Drehpunkt des Abtriebsgliedes und dem Angriffspunkt der Kraft, so ist der Betrag, der in das Zwischenglied eingeleiteten Kraft, am geringsten.

Mit dem Erfindungsgegenstand wird die Richtungsänderung der Kraft durch eine Beschreibung der Richtung der Flächennormalen im Kontaktspunkt in diesem Kurvengelenk bestimmt. Zur Vermeidung der oben genannten Zwangskräfte ist es vorteilhaft, die Flächennormale im Kontaktspunkt, bei dem der größte Ventilhub erreicht wird, in etwa gleich der Flächennormalen im Kontaktspunkt, bei dem die größte Ventilbeschleunigung auftritt, auszuführen. Eine derartige Richtungsänderung lässt sich erfindungsgemäß durch einen Wendepunkt in einer der beiden betroffenen Kurven des Kurvengelenkes realisieren.

Zur Einhaltung der vorgegebenen Ventilhubkurve wird beispielsweise die Kontur am Nocken entsprechend angepasst.

Der oben beschriebene Wirkmechanismus gilt ebenso bei Verwendung eines Tassenstößels als Abtriebsglied und ist in analoger Weise anzuwenden.

Weiterhin ist die erfinderische Lehre auch auf Ventilgetriebe anwendbar, bei denen das erfinungsgemäß gestaltete Kurvengelenk an anderer Stelle als oben beschrieben angeordnet ist. Dabei ist es unerheblich, ob die Kurve eines Kurvengelenkes der im Eingriff stehenden Getriebeglieder so gestaltet wird oder eine Kurve im Gehäuse, an der sich eines der Getriebeglieder in einem Kurvengelenk abstützt.

Vorteilhafte Weiterbildungen des Erfindungsgegenstandes sind den Unteransprüchen zu entnehmen.

Durch den Erfindungsgegenstand wird nun eine Lösung bereitgestellt, durch welche die Kräfte bzw. Momente zwischen den Getriebegliedern, und wenn möglich die Kräfte bzw. Momente innerhalb der Verstelleinrichtung, minimiert werden. Das bedeutet, dass die Zwangskräfte im System möglichst gering gehalten werden, was gleichzeitig vorteilhaft zu einer Reduzierung der Reibkräfte führt.

Der Erfindungsgegenstand ist allgemein in allen Kurvengelenken im Ventilgetriebe, mit Ausnahme des Kurvengelenkes, an dem der antreibende umlaufende Nocken beteiligt ist, realisierbar. Die erfinungsgemäß Ausführung der Kurve des Kurvengelenkes an einem der beteiligten Getriebeglieder wirkt auf beide, dieses Kurvengelenk bildende Getriebeglieder. Es ist damit unerheblich, an welchem der beiden beteiligten Kurven des Kurvengelenkes die erfinungsgemäß Ausführungsform angeordnet ist. In der bevorzugten Ausführungsform des Ventilgetriebes wird die im Erfindungsgegenstand beschriebene Kontur an einer der Kurven des Zwischengliedes angewendet. Dabei können bevorzugt sowohl die

Kurvengelenke des Zwischenglieds zum Abtriebsglied oder zum Gehäuse gewählt werden.

In einer vorteilhaften Weiterbildung der Erfindung wird zusätzlich zur Ausbildung eines Wendepunktes im Bereich des Ventilhubes, der Übergangsbereich vom Rast- in den Steuerbereich spezifisch dargestellt. Dieser Übergangsbereich spielt dabei sowohl für das Öffnen als auch das Schließen des Ventils eine wesentliche Rolle. Während das Öffnen möglichst schnell erfolgen soll, muss die Schließgeschwindigkeit in seiner Endphase begrenzt werden, um den Verschleiß und die Geräuschbildung zu begrenzen. Da für das Öffnen und für das Schließen des Ventils derselbe Übergangsbereich zwischen Rast- und Steuerbereich durchlaufen wird, müssen die zwei gegensätzlichen Forderungen durch einen Kompromiss gelöst werden. Der unmittelbare Übergangsbereich zwischen Rast- und Steuerbereich wird aus Strecken- und Evolventenabschnitten gebildet.

Der Erfindungsgegenstand ist anhand eines Ausführungsbeispiels in den Figuren 1 und 2 dargestellt und wird wie folgt beschrieben. Es zeigen:

Figuren 1 und 2 Unterschiedliche Stellungen eines Ventilgetriebes zur variablen Betätigung der Ladungswechselventile in Hubkolbenmotoren.

Die Figuren 1 und 2 zeigen eine Vorrichtung zur Betätigung eines Ladungswechselventils V in einem nicht weiter dargestellten Hubkolbenmotor. Die Vorrichtung beinhaltet ein Gehäuse G, einen in einem Drehgelenk ng in dem Gehäuse G umlauffähig gelagerten Nocken N, dessen Drehbewegung von einer nicht weiter dargestellten Kurbelwelle abgeleitet ist. Von diesem Nocken N wird über ein erstes Kurvengelenk zn ein Zwischenglied Z betätigt, das auf ein Abtriebsglied A einwirkt, welches die Bewegung auf das Ventil V überträgt.

Innerhalb der Wirkverbindung von erstem Kurvengelenk z_n zum Abtriebsglied A ist ein weiteres Kurvengelenk z_a vorgesehen, das durch die Konturen K_z am Zwischenglied und K_a am Abtriebsglied gebildet wird. Die Form der Kontur K_z am Zwischenglied weist üblicherweise genau im Übergang zwischen dem Bereich, in dem kein Ventilhub erfolgt – dem Bereich des Ventilgeschlossenhaltens – und dem Bereich, in dem ein Ventilhub erfolgt – dem Steuerungsbereich, der beim Öffnen des Ventils gegeben ist – genau einen Wendepunkt W_2 auf. Weiterhin weist die Form der Kontur K_z am Zwischenglied in dem Kontaktbereich, in welchem ein Ventilhub, der größer als Null ist, erzeugt wird, einen Wendepunkt W auf. Der Wendepunkt W befindet sich im Wesentlichen in dem Bereich des Kurvengelenkes, das dem Bereich des beginnenden und des endenden Ventilhubes zuzuordnen ist. Wie insbesondere der Figur 2 zu entnehmen ist, ist der Wendepunkt W im Bereich der dem größtmöglichen Ventilhub beschreibenden Kurve K_z angeordnet. Die Kurve K_a ist in diesem Beispiel durch einen Kreisbogen gebildet, wobei auch andere geometrische Formen denkbar sind. Das Kurvengelenk z_a ist in diesem Beispiel zwischen dem Zwischenglied Z und dem Abtriebsglied A angeordnet.

Die Figur 1 beschreibt im Wesentlichen den Bereich des Ventilgeschlossenhaltens, d.h. Ventilhub $s_1 = \text{Null}$, während die Figur 2 denjenigen Steuerungsbereich beschreibt, der beim Öffnen des Ventiles V gegeben ist, d.h. Ventilhub $s_2 > \text{Null}$.

In den Beispielen ist lediglich ein einzelnes Zwischenglied Z vorgesehen. Wie im Stand der Technik beschrieben, können natürlich auch weitere Übertragungsglieder vorgesehen werden, sodass selbige vom Schutzmfang mit umfasst sind.

Patentansprüche

1. Vorrichtung zur Betätigung der Ladungswechselventile (V) in Hubkolbenmotoren, bestehend aus einem Gehäuse (G), einem in einem Drehgelenk (ng) in dem Gehäuse (G) umlauffähig gelagerten Nocken (N), dessen Drehbewegung von einer Kurbelwelle abgeleitet ist, einem von diesem Nocken (N) über ein erstes Kurvengelenk (zn) betätigten Zwischenglied (Z) und einem Abtriebsglied (A), welches die Bewegung auf das Ventil (V) überträgt und mit dem Zwischenglied (Z) direkt oder über weitere Übertragungsglieder wirkverbunden ist und innerhalb der Wirkverbindung vom ersten Kurvengelenk (zn) zum Abtriebsglied (A) mindestens ein weiteres Kurvengelenk (za) vorgesehen ist, dadurch gekennzeichnet, dass dieses weitere Kurvengelenk (za) an einem der beiden das Kurvengelenk (za) an sich bildenden Getriebeglieder (Z,A) durch eine Kurve (Kz bzw. Ka) gebildet ist, deren Form in dem Kontaktbereich, in welchem das Ventil einen Ventilhub aufweist, der größer als Null ist, mindestens einen Wendepunkt (W) aufweist.
2. Vorrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass durch Veränderung der Lage und der Orientierung von mindestens einem Getriebeglied oder dessen Gelenklagen zum Gehäuse (G) die auf das Ventil (V) übertragende Bewegung veränderbar ist.
3. Vorrichtung nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, dass das Kurvengelenk (za) an einem der beiden dasselbe bildenden Getriebeglieder (Z,A) durch eine Kurve (Kz bzw. Ka) gebildet ist, deren Form in dem Kontaktbereich, in welchem das Ventil einen Ventilhub aufweist, der größer als Null ist, exakt einen Wendepunkt (W) aufweist.

4. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, dass der Wendepunkt (W) im Wesentlichen in dem Bereich des beginnenden und endenden Ventilhubes angeordnet ist.
5. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, dass der Wendepunkt (W) im Bereich der dem größtmöglichen Ventilhub beschreibenden Kurve (Kz bzw. Ka) angeordnet ist.
6. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, dass das Kurvengelenk (za) an dem anderen der beiden dasselbe bildenden Getriebeglieder (Z,A) durch eine Kurve (Ka bzw. Kz) gebildet ist, deren Form durch einen Kreisbogen oder durch einen Kreis gebildet ist.
7. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, dass das Kurvengelenk (za) zwischen dem Zwischenglied (Z) und dem Abtriebsglied (A) angeordnet ist.
8. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, dass das Kurvengelenk (za) zwischen dem Zwischenglied (Z) und dem Gehäuse (G) angeordnet ist.
9. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, dass das Kurvengelenk (za) an einem zwischen dem Zwischenglied (Z) und dem Abtriebsglied (A) befindlichen Übertragungsglied angeordnet ist.
10. Vorrichtung zur Betätigung der Ladungswechselventile (V) in Hubkolbenmotoren, bestehend aus einem Gehäuse (G), einem in einem Drehgelenk (ng) in dem Gehäuse (G) umlauffähig gelagerten Nocken (N), dessen Drehbewegung von einer Kurbelwelle abgeleitet ist, einem von

diesem Nocken (N) über ein erstes Kurvengelenk (zn) betätigten Zwischenglied (Z) und einem Abtriebsglied (A), welches die Bewegung auf das Ventil (V) überträgt und mit dem Zwischenglied (Z) direkt oder über weitere Übertragungsglieder wirkverbunden ist und innerhalb der Wirkverbindung vom ersten Kurvengelenk (zn) zum Abtriebsglied (A) mindestens ein weiteres Kurvengelenk (za) vorgesehen ist, dadurch gekennzeichnet, dass dieses weitere Kurvengelenk (za) an einem der beiden das Kurvengelenk (za) an sich bildenden Getriebeglieder (Z,A) durch eine Kurve (Kz bzw. Ka) gebildet ist, deren Form in dem Kontaktbereich, in welchem der Übergang von dem Bereich, in dem kein Ventilhub erzeugt wird, in den Bereich, in dem ein Ventilhub erzeugt wird, durch eine Strecke und durch einen Evolventenabschnitt gebildet wird.

